

ВПЛИВ ВИДУ ПАЛИВА НА ЙОГО ВИТРАТУ ПРИ РУСІ АВТОМОБІЛЯ ЗА ЄВРОПЕЙСЬКИМ МІСЬКИМ ЇЗДОВИМ ЦИКЛОМ

Манько І. В.,

**кандидат технічних наук Клименко О. А., кандидат технічних наук Симоненко Р.В.,
провідний інженер (ДП «ДержавтотрансНДІпроект») Кудренко О. В.**

У статті розглянуто вплив виду палива на паливно-економічні показники автомобіля, отримані експериментально та розрахунками, при русі автомобіля за міським їздовим циклом. Показано, що витрата палива, виражена в масових одиницях, при роботі на зрідженому нафтовому газі менша ніж на бензині, а в об'ємних більша.

The article considers the influence kind of fuel to fuel economic performance car, obtained experimentally and calculated, while driving a car for urban driving cycle. It is shown that fuel consumption, expressed in mass units, while working on liquefied petroleum gas is less than gasoline and more volume.

Постановка проблеми. Серед альтернативних палив, які застосовуються на автомобільному транспорті, в наш час, перше місце займають зріджений нафтовий газ (пропан-бутан) (ЗНГ) і стиснений природний газ (метан) (СПГ). Використання пропану-бутану на автомобілях в Україні зростає дуже високими темпами. Це пов'язано з багатьма перевагами ЗНГ, як моторного палива, перед бензином. Насамперед, це вартість: ціна на ЗНГ традиційно зберігається на рівні 50..60% від ціни на бензин, крім того ЗНГ виробляється в Україні, на відміну від СПГ[1]. В порівнянні з бензином, ЗНГ має більш високе октанове число і кращі експлуатаційні властивості. Слід зауважити, що з початку застосування ЗНГ на автомобільному транспорті розроблялися і відповідні системи живлення, які б дозволили використовувати позитивні якості газового палива з найбільшою ефективністю. І якщо донедавна на автомобілях застосовували тільки системи живлення газом першого покоління (ежекційного типу, пневмомеханічні, з електронними елементами, що виконують допоміжні функції і не впливають на робочий процес двигуна), то нині на автомобілях поширюється застосування систем живлення газом третього та четвертого поколінь, що використовують електромагнітні форсунки для впорскування газу до впускного патрубку кожного з циліндрів двигуна, які керуються окремим електронним блоком. Що стосується встановлення на автомобілі в Україні метанових установок, то на сьогодні вони не дуже популярні через три фактори. По-перше, ціна метану повністю залежить від експорту з Росії й постійно зростає. По-друге, газове обладнання для СПГ дуже дороге, в основному через дефіцитні балони під метан, які повинні витримувати тиск понад 200 атмосфер. По-третє, балони під метан істотно зменшують вантажопідйомність автомобіля, отже, якщо систему живлення СПГ і варто встановлювати, то лише на вантажні автомобілі і автобуси.

При використанні нового виду палива повинна бути виконана і його всебічна оцінка, яка включає в себе дослідження паливної економічності, економічних та екологічних показників.

На даному етапі проведені дослідження відносно паливної економічності, як одного з основних факторів, який впливає на перспективу використання ЗНГ в якості моторного палива.

Формулювання цілей статті. Метою експериментального дослідження було порівняння паливно-економічних показників двигуна і автомобіля, отриманих експериментально та розрахованих на математичній моделі, при живленні бензином та ЗНГ.

Експериментальні дослідження автомобіля були проведені на базі лабораторії дослідження використання палив та екології державного підприємства «ДержавтотрансНДІпроект».

Об'єктом дослідження був серійний автомобіль Daewoo Lanos 2007 р.в. з двигуном A15SMS, який обладнали двома системами живлення:

- для бензину – електронна система попарно-паралельного впорскування з блоком керування GM Delco;

- для ЗНГ – система впорскування газу четвертого покоління STAG-4 з редуктором Tomasetto Alaska і форсунками Valtek Type 30, дообладнана варіатором випередження запалювання STAG-TAP-01.

Застосовуване паливо: бензин А-95 та пропан-бутан автомобільний. Характеристики палив наведено в табл. 1[2,3].

Характеристики використовуваних палив

Характеристика палива		Бензин А-95	ЗНГ	
Доля суміші		–	пропан	0,5
			бутан	0,5
Густина (рідка фаза), кг/л	ρ	–	пропан	0,509
			бутан	0,584
Густина палива, кг/л	$\rho_{пал}$	0,74	суміш	0,546
Нижча теплота згорання масова, МДж/кг	H_u	44,000	пропан	45,938
			бутан	45,406
			суміш	45,672
Теоретично необхідна кількість повітря	l_0	14,6	суміш	15,57

Виклад основного матеріалу. Визначення і порівняння паливно-економічних та екологічних показників автомобіля проводилося в два етапи.

Першим етапом було зняття навантажувальних характеристик в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів при живленні бензином та ЗНГ.

Випробування проводилися на роликівому стенді, за допомогою якого створювалось і фіксувалось зусилля на колесах автомобіля. За значенням цього зусилля було розраховано крутний момент двигуна M_e по формулі (1), відповідно до якого приводилися всі показники роботи двигуна.

$$M_e = \frac{P \times r}{i_{mp} \times \eta_{mp}}, \quad (1)$$

де P – тягове зусилля на колесах, Н;
 r – радіус колеса, м;
 i_{mp} – передаточне число трансмісії;
 η_{mp} – к.к.д. трансмісії.

На рис. 1 показана навантажувальна характеристика двигуна Daewoo Lanos із живленням бензином та ЗНГ.

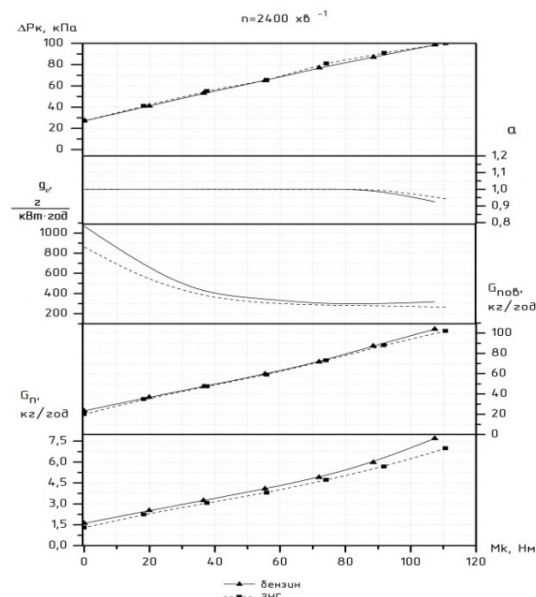


Рис. 1. Навантажувальна характеристика двигуна Daewoo Lanos із живленням бензином та ЗНГ

З характеристики видно, що переведення автомобіля на ЗНГ призвело до покращення паливної економічності. Зниження питомої витрати палива в середньому по навантажувальній характеристиці складає 8,6%.

Дещо підвищились енергетичні показники двигуна, при повному навантаженні крутний момент двигуна при роботі на ЗНГ збільшився приблизно на 3 %.

В результаті були отримані дані для апроксимації залежностей параметрів двигуна і визначені коефіцієнти поліномів, за якими обчислюють паливно-економічні показники транспортного засобу (ТЗ) математичним моделюванням.

Моделювання руху ТЗ здійснювалося за режимами Європейського міського їздового циклу, який імітує роботу легкового автомобіля в міських умовах.

При проведенні розрахункових досліджень за основу була прийнята математична модель, розроблена на кафедрі “Двигуни і теплотехніка” Національного транспортного університету з внесенням відповідних змін, що враховують особливості двигуна A15SMS, автомобіля Daewoo Lanos і використовуваних палив.

Одним з основних показників паливної економічності автомобіля є годинна витрата палива, яка була описана поліномом другого степеня від двох змінних (частоти обертання (nd) та крутного моменту (M_k)) виду:

$$G_{\text{пал}}(nd, M_k) = A_0 + A_1 \times nd + A_2 \times M_k + A_3 \times nd^2 + A_4 \times M_k^2 + A_5 \times nd \times M_k, \quad (2)$$

де $A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ – поліноміальні коефіцієнти.

Дослідження на математичній моделі дозволили розрахувати значення годинної витрати палива на кожному режимі їздового циклу як при роботі на бензині, так і на ЗНГ(рис. 2).

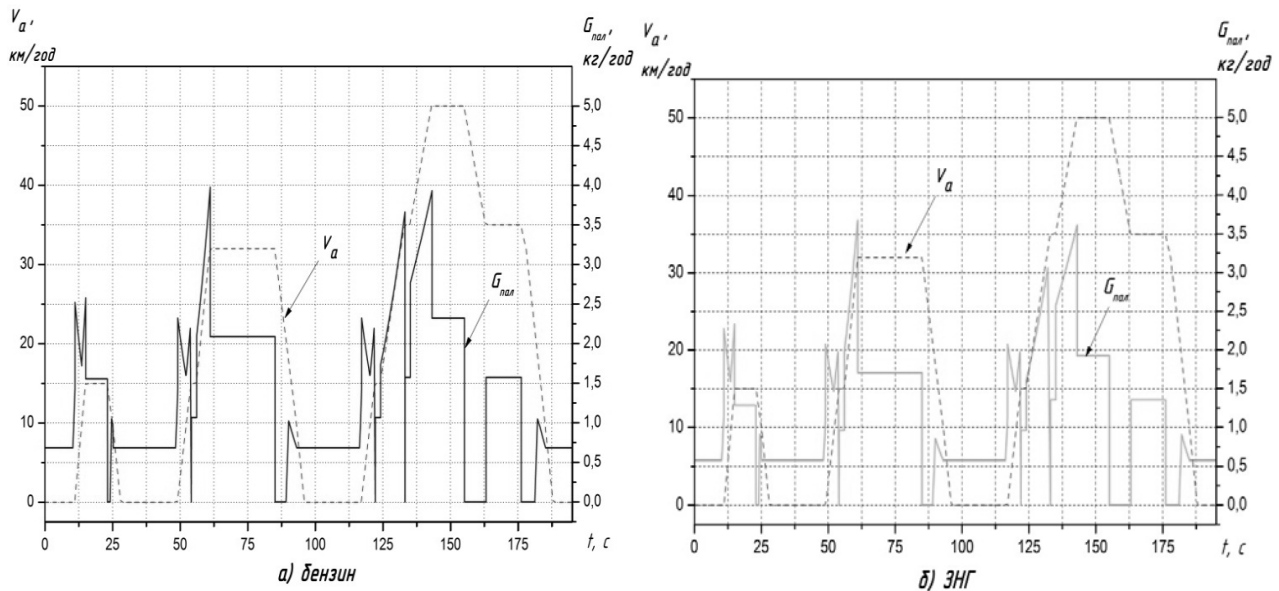


Рис. 2. Умовна швидкість руху автомобіля та годинна витрата палива в процесі виконання їздового циклу (за математичною моделлю)

Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок, що при однакових умовах виконання їздового циклу витрата газу, визначена в масових одиницях, нижча за витрату бензину. І якщо в навантажувальних режимах ця різниця складає $\approx 8\%$, то в режимі холостого ходу вона досягає 16-18%. Частково це пояснюється наявністю варіатора випередження запалювання, який налаштовано відповідно до рекомендацій заводу виробника.

Другим етапом було експериментальне випробування автомобіля в русі за Європейським міським їздовим циклом (рис.3), відповідно до Правила №83 ЄЕК ООН, на моделюючому роликівому стенді AVL, який було налаштовано відповідно до маси автомобіля. Похибка стенду по швидкості складала $\pm 0,01\%$, а по зусиллю на поверхні барабану $\pm 0,1\%$ від повної шкали. Витрата газу, під час випробування, контролювалася масовим витратоміром палива коріолісового типу FlexCOR, похибка якого складає $\pm 1\%$ від заміряного значення, а витрата бензину - гравіметричним витратоміром палива AVL мод. 733S.18 з похибкою $\pm 0,4\%$ від заміряного значення.

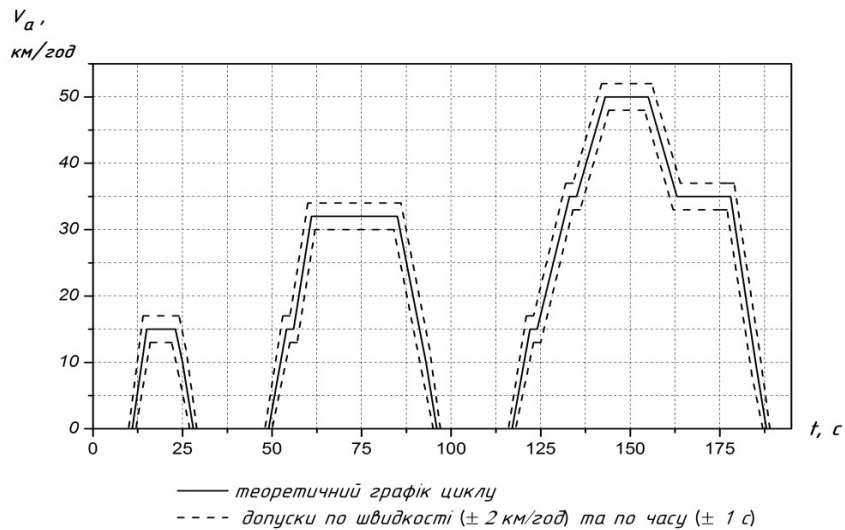


Рис. 3. Європейський міський їздовий цикл

В результаті проведених досліджень були отримані експериментальні та розраховані значення витрати палива при русі автомобіля на бензині та ЗНГ за Європейським міським їздовим циклом, які наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Результати експериментальних та розрахункових досліджень

Паливо	Витрата за цикл, г	Витрата, л/100 км	Витрата за цикл (по моделі), г	Витрата (по моделі), л/100 км	Відхилення розрахункових даних від експериментальних, %
Бензин	74,54	9,94	74,211	9,876	-0,44
ЗНГ	64,24	11,61	63,69	11,515	-0,86

Висновки. Порівняння одержаних даних дозволяє стверджувати, що розрахунки на математичній моделі виконані вірно, оскільки розрахункові дані близькі до експериментальних.

Також, з наведених даних видно, що витрата ЗНГ за цикл в масових одиницях менша за витрату бензину на 13%, а в об'ємних одиницях більша на 16,8%.

Таким чином, враховуючи ціну ЗНГ, яка на 40..50% нижча і його перевитрату – лише на 16,8%, можна зробити висновки, що переведення автомобіля на ЗНГ є економічно виправданим, з точки зору затрат на паливо.

Література

1. Бевз О. А., Магопєць С. О., Русских В. В. Порівняльна характеристика екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації мікроавтобусів на різних видах палива // Збірник наукових праць КНТУ. – Кіровоград, КНТУ, 2009. – Випуск 22.
2. Терентьев Г. А. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов/ Терентьев Г. А., Тюков В. М., Смаль Ф. В. – М.: Химия, 1989. – 272с.
3. Золотницкий В. А. Автомобильные газовые топливные системы/ Золотницкий В. А. – Москва: Астрель, Хранитель, 2007.

УТОЧНЕНИЕ ИДЕАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ БОКОВОЙ СИЛЫ

Доктор технических наук Подригало М. А., доктор технических наук Волков В. П., кандидат технических наук Байцур М. В.

Уточнено ідеальний розподіл гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами двохвісного автомобіля з урахуванням впливу гальмівних моментів на динамічний перерозподіл нормальних реакцій між колесами.

Adjusted ideal brake force distribution between the axles, wheels, boards and separate two-axle vehicle with the influence of braking torque on the dynamic redistribution of the normal reaction between the wheels.

Введение. Обеспечение эффективности торможения автомобилей непосредственно связано с рациональным выбором распределения тормозных сил между осями. В литературе неоднократно поднимался вопрос об обеспечении устойчивости автомобилей против заноса путем регулирования распределения тормозных сил между бортами и отдельными колесами.

В настоящей статье уточнено идеальное распределение тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами двухосного автомобиля с учетом влияния тормозных моментов на динамическое перераспределение нормальных реакций между колесами.

Анализ последних достижений и публикаций. Нами ранее, в работе [1] определены потенциальные сцепные возможности двухосного автомобиля при торможении, реализуемые при идеальном регулировании распределения тормозных сил между осями, бортами и, фактически, между отдельными колесами. Идеальное распределение тормозных сил между осями в этом случае определяется следующей зависимостью

$$\beta_{uo} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b}{L} + \sqrt{1 - m_y^2} \phi \frac{h}{L}, \quad (1)$$

где b - расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через оси передних и задних колес (см. рис. 1); L - продольная колесная база автомобиля; ϕ - коэффициент сцепления колес с дорогой; h - высота центра масс машины; m_y - боковой коэффициент использования сцепного веса при торможении; при отсутствии бокового скольжения колес,

$$m_y = \frac{R_y}{\phi G_a}; \quad (2)$$

R_y - действующая на автомобиль суммарная боковая реакция дороги; G_a - общий вес автомобиля; P_{T1}, P_{T2} - суммарные тормозные силы на передних и задних колесах автомобиля (см. рис. 1).

Идеальный коэффициент распределения тормозных сил между бортами (см. рис. 1)

$$K_{uo} = \frac{P'_{T1} + P''_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = 0,5 - m_y \phi \frac{h}{B}, \quad (3)$$

где B - поперечная колесная база или колея автомобиля.

Идеальные коэффициенты распределения тормозных сил на отдельные колеса автомобиля

$$K_{1uo} = \frac{P'_{T1}}{P'_{T1} + P''_{T1}} = 0,5 - \frac{m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + \sqrt{1 - m_y^2} \phi \frac{h}{L}} - \text{на переднее} \quad (4)$$

внутреннее (менее нагруженное) колесо;

$$K_{2ud} = \frac{P'_{T2}}{P'_{T2} + P''_{T2}} = 0,5 - \frac{m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \sqrt{1 - m_y^2} \phi \frac{h}{L}} - \text{на заднее} \quad (5)$$

внутреннее (менее нагруженное) колесо,

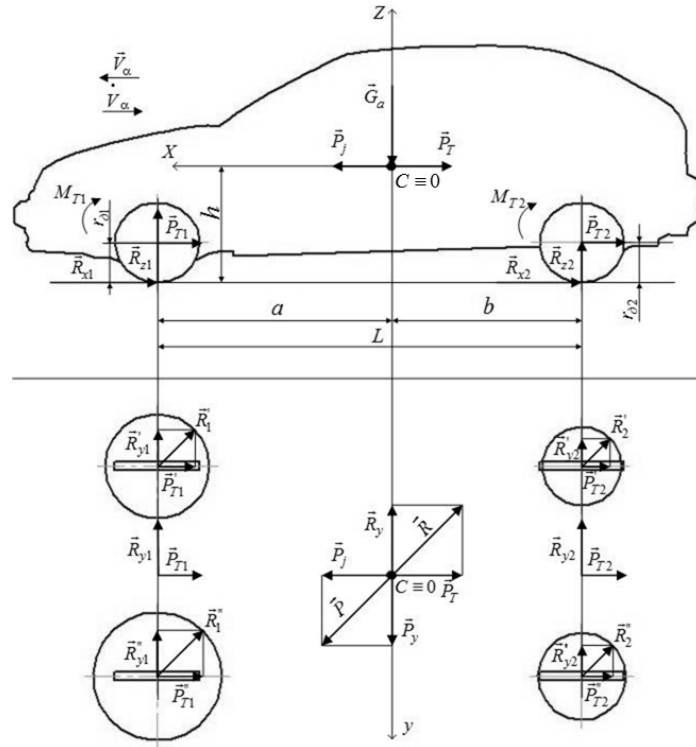


Рис. 1 Трехмассовая динамическая модель автомобиля при торможении: $V_a; \dot{V}_a$ - линейные скорость и ускорение автомобиля; R - суммарная реакция на всех колесах автомобиля; $R_{x1}; R_{x2}$ - суммарные касательные реакции на передних и задних колесах автомобиля; P_j - сила инерции автомобиля (фиктивная); P - фиктивная суммарная сила, действующая на автомобиль; $M_{T1}; M_{T2}$ - суммарные тормозные моменты на передних и задних колесах.

где a - расстояние от передней оси до проекции центра масс автомобиля на плоскость, проходящую через оси передних и задних колес; P'_{T1}, P'_{T2} - тормозные силы на внутренних (менее нагруженных) колесах автомобиля; P''_{T1}, P''_{T2} - тормозные силы на наружных (более нагруженных) колесах автомобиля.

Определение зависимостей (1), (3), (4), (5) нами было осуществлено на основе известных уравнений, описывающих динамическое распределение вертикальных реакций между осями [2,3] и бортами [2] автомобиля

$$R_{z1} = R'_{z1} + R''_{z1} = G_a \frac{b}{L} + P_T \frac{h}{L}; \quad (6)$$

$$R_{z2} = R'_{z2} + R''_{z2} = G_a \frac{a}{L} - P_T \frac{h}{L}; \quad (7)$$

$$R'_z = R'_{z1} + R'_{z2} = 0,5G_a - R_y \frac{h}{B}; \quad (8)$$

$$R''_z = R''_{z1} + R''_{z2} = 0,5G_a + R_y \frac{h}{B}, \quad (9)$$

где $R'_{z1}; R'_{z2}$ - нормальные реакции на колесах внутреннего (менее нагруженного) борта автомобиля, переднего и заднего соответственно; $R''_{z1}; R''_{z2}$ - нормальные реакции на колесах наружного (более нагруженного) борта автомобиля, переднего и заднего соответственно; $R_{z1}; R_{z2}$ - суммарные нормальные реакции на колесах передней и задней осей, соответственно; $R'_z; R''_z$ - суммарные нормальные реакции на колесах внутреннего и наружного бортов соответственно; R_y - суммарная боковая реакция дороги на всех колесах автомобиля.

Проведенные нами исследования [4,5] показали, что тяговая или тормозная сила (последняя только при незаблокированных колесах) прикладываются не в контакте колеса с дорогой, а к оси колеса. Кроме того, считалось [6], что крутящие и тормозные (опять же при незаблокированных колесах) моменты являются внутренними усилиями в системе и их можно не учитывать при рассмотрении равновесия внешних сил. Однако это не так и тормозная сила, приложенная на оси колеса – это результат приведения внешних нагрузок – касательной реакции дороги на колесе и тормозного момента к оси колеса. При блокировке колеса мы должны от двухмассовой системы перейти к одномассовой. При блокировке всех колес (переход от трехмассовой к одномассовой модели) выражения (6) и (7) справедливы. Выражения (8) и (9) справедливы как для заблокированных, так и для незаблокированных колес, поскольку в плоскости нагружения ZOY (рис.1) расчетная схема автомобиля всегда одномассовая.

Предложенный нами подход для тягового режима движения колесных машин получил поддержку в работе [7]. Таким образом, назрела задача уточнения полученного в работе [1] идеального распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами автомобиля с учетом приложения тормозных сил к осям незаблокированных колес.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является уточнение идеального распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами автомобиля с учетом приложения тормозных сил к осям незаблокированных колес.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- уточнить зависимости для определения суммарных нормальных реакций на осях автомобиля;
- определить уточненные зависимости коэффициента распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами.

Уточнение нормальных реакций на осях. При действии боковой силы блокирование колес недопустимо, поскольку вызовет боковой занос задней оси либо боковой увод передней оси автомобиля. Это означает, что тормозные силы на колесах приложены к их осям (см. рис. 1). Суммарные нормальные реакции на передней и задней осях автомобиля в этом случае определяются зависимостями

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}; \quad (10)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}, \quad (11)$$

где $r_{\partial 1}, r_{\partial 2}$ - динамические радиусы передних и задних колес, соответственно.

Принимаем допущение того, что рассматриваются абсолютно жесткие (в том числе и в радиальном направлении) колеса. В этом случае допустимо принять $r_{\partial 1} = r_{\partial 2} = r_{\partial}$. И выражения (10) и (11) упростятся (с учетом того, что $P_T = P_{T1} + P_{T2}$)

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_T \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}; \quad (12)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L}. \quad (13)$$

В работе [1] нами показано, что при идеальном распределении тормозных сил между колесами векторы суммарных реакций в плоскости дороги на всех колесах параллельны между собой

$(\vec{R}'_1 | \vec{R}''_1 | \vec{R}'_2 | \vec{R}''_2)$ и параллельны вектору суммарной реакции \vec{R} на всех колесах. Поэтому суммарная реакция \vec{R} всегда равна суммарной силе сцепления всех колес автомобиля с дорогой, т.е.

$$R_{z1} = \varphi G_a = \sqrt{P_T^2 + R_y^2}. \quad (14)$$

Из выражения (14)

$$P_T = \sqrt{R^2 - R_y^2} = \varphi G_a \sqrt{1 - m_y^2}. \quad (15)$$

Выражения (12) и (13) с учетом (15) примут вид

$$R_{z1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h - r_d}{L} \sqrt{1 - m_y^2} \right); \quad (16)$$

$$R_{z2} = G_a \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h - r_d}{L} \sqrt{1 - m_y^2} \right). \quad (17)$$

Суммарная нормальная нагрузка на колеса внутреннего и наружного бортов автомобиля определяется из условия, что опрокидывающей в поперечной плоскости момент создается боковой силой \vec{P}_y , действующей в плоскости, проходящей через центр масс C и параллельной плоскости дороги и суммарной боковой реакцией \vec{R} , действующей в плоскости дороги. Плечо опрокидывающего момента равно высоте h центра масс автомобиля.

Суммарные нормальные реакции на колесах внутреннего и наружного бортов

$$R'_z = R'_{z1} + R'_{z2} = 0,5G_a - R_y \frac{h}{B} = G_a \left(0,5 - m_y \varphi \frac{h}{B} \right); \quad (18)$$

$$R''_z = R''_{z1} + R''_{z2} = 0,5G_a + R_y \frac{h}{B} = G_a \left(0,5 + m_y \varphi \frac{h}{B} \right). \quad (19)$$

Нормальные реакции на передних колесах

$$R'_{z1} = 0,5R_{z1} - R_{y1} \frac{h}{B} = 0,5R_{z1} - R_y \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (20)$$

$$R''_{z1} = 0,5R_{z1} + R_{y1} \frac{h}{B} = 0,5R_{z1} + R_y \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B}. \quad (21)$$

где R_{y1} - суммарная боковая реакция на передних колесах автомобиля.

Нормальная реакция на задних колесах

$$R'_{z2} = 0,5R_{z2} - R_{y2} \frac{h}{B} = 0,5R_{z2} - R_y \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (22)$$

$$R''_{z2} = 0,5R_{z2} + R_{y2} \frac{h}{B} = 0,5 + R_y \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B}, \quad (23)$$

где R_{y2} - суммарная боковая реакция на задних колесах автомобиля.

Суммарные боковые реакции на передних и задних колесах автомобиля

$$R_{y1} = R'_{y1} + R''_{y1}; \quad (24)$$

$$R_{y2} = R'_{y2} + R''_{y2}. \quad (25)$$

Подставляя выражение (16) в соотношение (20) и (21), а выражение (17) - в (22) и (23), получим

$$R'_{z1} = 0,5G_a \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h - r_d}{L} \sqrt{1 - m_y^2} \right) - R_y \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (26)$$

$$R''_{z1} = 0,5G_a \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h - r_d}{L} \sqrt{1 - m_y^2} \right) + R_y \frac{b}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (27)$$

$$R'_{z2} = 0,5G_a \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h-r_{\bar{a}}}{L} \sqrt{1-m_y^2} \right) - R_y \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B}; \quad (28)$$

$$R''_{z2} = 0,5G_a \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2} \right) + R_y \frac{a}{L} \cdot \frac{h}{B}. \quad (29)$$

Преобразовав уравнения (26) – (29) с учетом соотношения (2);

$$R'_{z1} = 0,5G_a \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2} - 2m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{b}{L} \right); \quad (30)$$

$$R''_{z1} = 0,5G_a \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2} + 2m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{b}{L} \right); \quad (31)$$

$$R'_{z2} = 0,5G_a \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2} - 2m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{a}{L} \right); \quad (32)$$

$$R''_{z2} = 0,5G_a \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2} + 2m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{a}{L} \right). \quad (33)$$

Уточнение зависимости для коэффициентов распределения тормозных сил. Учитывая, что при идеальном распределении тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами автомобиля векторы суммарных реакций на всех колесах, на осях и на бортах параллельны вектору суммарной реакции \vec{R} , определим с учетом (16), (17), (30), (32).

$$\beta_{u\bar{d}} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} = \frac{\phi R'_{z1}}{G_a} = \frac{b}{L} + \phi \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2}; \quad (34)$$

$$K_{1u\bar{d}} = \frac{P'_{T1}}{P'_{T1} + P''_{T1}} = \frac{R'_1}{R_1} = \frac{R'_{z1}}{R_{z1}} = 0,5 - \frac{m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + \phi \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2}}; \quad (35)$$

$$K_{2u\bar{d}} = \frac{P'_{T2}}{P'_{T2} + P''_{T2}} = \frac{R'_2}{R_2} = \frac{R'_{z2}}{R_{z2}} = 0,5 - \frac{m_y \phi \frac{h}{B} \cdot \frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \phi \frac{h-r_{\bar{d}}}{L} \sqrt{1-m_y^2}}. \quad (36)$$

Поскольку в поперечной плоскости ZOY сохраняется одномассовая расчетная схема, то подставив в выражение

$$K_{2u\bar{d}} = \frac{P'_{T1} + P'_{T2}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{R'_{z1} + R'_{z2}}{R_{z1} + R_{z2}} = \frac{R'_{z1} + R'_{z2}}{G_a}. \quad (37)$$

соотношения (30) и (32) для R'_{z1} и R'_{z2} мы получим уравнение (3). Это означает, что зависимость (3) для коэффициента распределения общей тормозной силы на внутренний борт автомобиля уточнению не подлежит.

На рис. 2 приведены графики зависимостей идеальных коэффициентов распределения тормозных сил между осями и отдельными колесами от параметра m_y для условного легкового автомобиля.

Анализ полученных графиков (рис. 2а) показывает, что при расчете по уточненной зависимости (34) коэффициент $\beta_{u\bar{d}}$ ближе к величине 0,5. Это означает, что в идеальном случае энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов будет более равномерной.

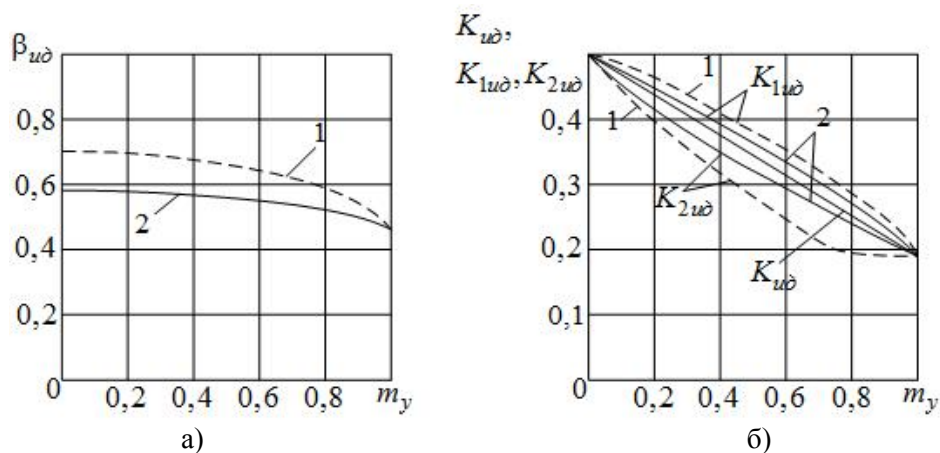


Рис. 2 Идеальные коэффициенты распределения тормозных сил условного автомобиля ($a = b = 1 \text{ м}$; $L = 0,5 \text{ м}$; $r_0 = 0,275 \text{ м}$ при $\varphi = 0,8$): а – между осями б – между колесами; 1 – расчет по формулам (1), (4), (5); 2 – расчет по формулам (34), (35), (36).

Кроме того (см. рис. 2б) при уточненном расчете значения $K_{1u\delta}$ и $K_{2u\delta}$ значительно ближе друг к другу, чем при расчете по ранее известным зависимостям (4) и (5). Кроме того, значения как $K_{1u\delta}$, так $K_{2u\delta}$ при расчете по уточненным формулам (35) и (36) меньше отличаются от значений $K_{u\delta}$, определенных по формуле (3), чем результаты расчета по формулам (4) и (5).

Выводы.

1. В результате проведенного исследования уточнены зависимости для определения коэффициентов распределения общей тормозной силы между осями и отдельными колесами с учетом более корректного определения точек приложения тормозных сил к незаблокированным колесам автомобиля.

2. На примере условного легкового автомобиля определено, что уточнение зависимостей коэффициентов распределения тормозных сил от величины действующей боковой силы показывает достижение более равномерной энергонагруженности передних и задних тормозных механизмов.

3. Полученные результаты могут быть использованы при разработке алгоритмов управления систем регулирования распределения тормозных сил между колесами автомобиля.

Литература

1. Федосов А.С. Исследование потенциальных специальных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / А.С. Федосов, М.А. Подригало // Автомобильный транспорт. Республиканский межведомственный научно-технический сборник - К.: Техніка, 1980. - №17 - с 73-78.
2. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении. / Е.А. Чудаков – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.
3. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака// Научное сообщение №18 – Харьков: Изд-во Харьковского государственного университета, 1962. – 36с.
4. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила»/ М.А. Подригало// Автомобильная промышленность, 2007. – №1. – с. 25-26.
5. Подригало М.А. Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля. (В порядке обсуждения) / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность, 2011. - №8. – с.
6. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. – Л.: Машгиз, 1940. – 396 с.
7. Бузин Ю.М. К вопросу определения нормальных реакций опорной поверхности на колеса самоходной землеройно-транспортной машины/ Ю.М. Бузин// Строительные и дорожные машины, 2009. – №3. – с.19-21.